



**BASİT NEM ALICI ISI POMPALI SÜREKLİ KURUTMA
SİSTEMİNİN SİMULASYONU**

**(SIMULATION OF SIMPLE DEHUMIDIFIER HEAT PUMP
ASSISTED CONTINUOUS DRYER)**

Salih COŞKUN*

ÖZET/ABSTRACT

Bu çalışmada, basit nem alıcı ısı pompası destekli çapraz akımlı bir sürekli kurutma sistemi, ısı pompası ve sürekli kurutucu ünitesi olmak üzere iki kısımda incelenmiştir. Her iki üniteyi oluşturan elamanların matematik modelleri oluşturulduktan sonra elde edilen nonlineer denklemler, yine her iki ünite için ayrı ayrı TURBO PASCAL programlama dili kullanılarak hazırlanan bir program vasıtasıyla çözülmüştür. Sürekli kurutucu ünitesinin çıkış şartları, ısı pompası ünitesinin giriş şartları olarak kabul edilerek, tüm sistemin simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Sistemin her noktasındaki değişkenler (sıcaklıklar, debiler, nem değerleri vs.) ve bu değişkenlere bağlı olarak sistemin performansı incelenmiş, sonuçlar literatürde mevcut deneysel ve sayısal sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

In this study, a simple dehumidifier heat pump assisted continuous dryer are investigated as two different sections, heat pump unit and continuous dryer unit. Nonlinear equations that are obtained from mathematical models of both units are solved by writing a computer program in Turbo-Pascal. Over all system is simulated by considering the inlet conditions of heat pump is exit conditions of continuous dryer. The variables at every points of the system such as temperature, flow rate and relative humidity and the performance of this system depending of these variables are investigated and obtained results are compared with experimental and numerical ones in available literature.

ANAHTAR KELİMELELER/KEYWORDS

Isı pompası, Isı pompası destekli sürekli kurutucu, Sürekli kurutucu
Heat pump, Heat pump assisted continuous dryer, Continuos dryer

* Uludağ Üniversitesi Teknik Bilimler M.Y.O. İklimlendirme-Soğutma programı, BURSA

1. GİRİŞ

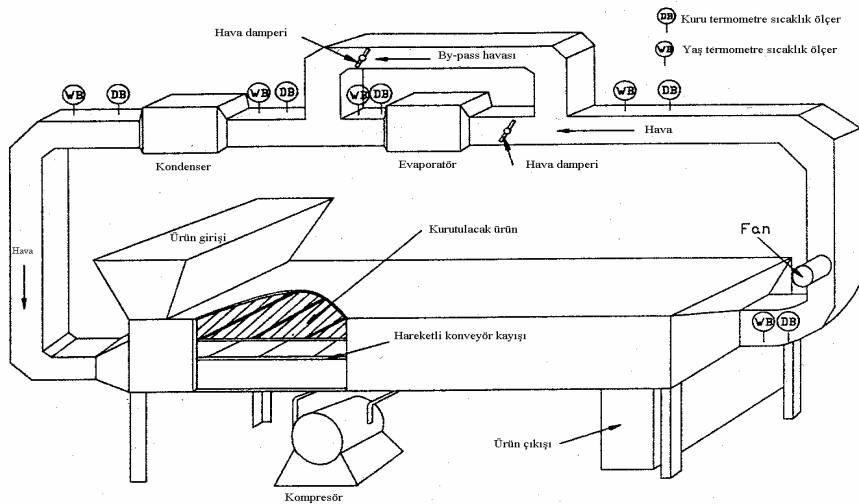
Son yıllarda, ısı pompalarının kurutma alanında büyük enerji tasarrufu sağladığı bilinmektedir. Sanayileşmiş yabancı ülkelerde bir çok alanda yaygın bir şekilde kullanılan ısı pompaları ne yazık ki ülkemizde sadece konfor amaçlı uygulama alanları ile sınırlı kalmıştır. Isı pompalarının endüstriyel alanda özellikle mamullerin kurutulması işleminde çok büyük enerji tasarrufu sağlandığı bilinmektedir. Bir kurutma işleminde ısı pompası ünitesi temel olarak aşağıdaki işlemleri yapar.

a. Egzoz havasından ısı çekme: Isı pompası ünitesinin evaporatörü, kurutucu egzoz havasının çıktığı kanalın içerisine yerleştirilir. Kurutucu çıkışında nemli egzoz havasının bir kısmı evaporatörden geçirilirken bir kısmı ise kurutucu girişine yerleştirilen kondensere by-pass edilir. Evaporatör üzerinden geçerken sıcaklığı düşen ve bünyesindeki mutlak nemi azalan egzoz havası dış ortama (çevreye) atılır. Kurutma odası girişinde ise dış ortamdan çekilen taze hava ile by-pass edilen nemli hava karıştırılarak, ısı pompasının kondenserinden geçirilerek ısıtılır ve kurutma odasına gönderilir. Bu tip ısı pompası destekli kurutucular, açık hava çevrimli ısı pompalı kurutucular diye adlandırılır.

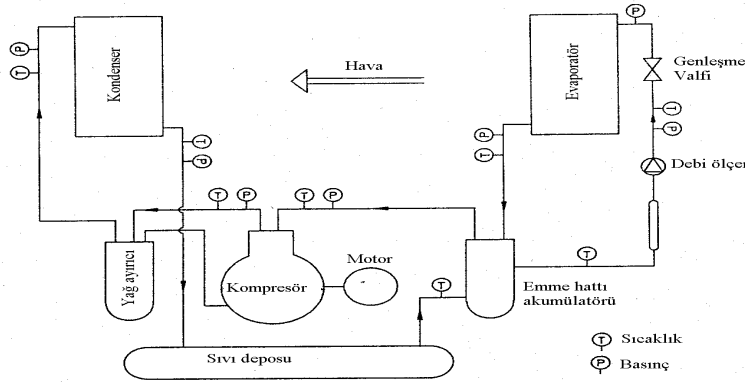
b. Kurutma ortamına gönderilen kuru havayı ısıtma: Kurutucu çıkışındaki nemli egzoz havasının bir kısmı evaporatörden geçirilirken bir kısmı ise evaporatör çıkışına by-pass edilir. Evaporatörden geçirilen egzoz havasının bünyesindeki mutlak nem azalır ve sıcaklığı düşer. Evaporatörden geçen egzoz havası ile by-pass edilen nemli hava karıştırılarak ısı pompası kondenserinden geçirilerek ısıtılır ve kurutma odasına geri gönderilir. Bu tip ısı pompası destekli kurutucular, basit nem alıcı ısı pompalı kurutucular diye adlandırılır.

Bu çalışmada basit nem alıcı ısı pompası destekli çapraz akımlı sürekli kurutucu üzerinde çalışılmıştır. Aynı konu üzerine literatürde tarafından yapılan deneysel ve sayısal bir çalışma mevcut olup bu çalışma ile literatürden elde edilen çalışma mukayese edilmiştir (Clements vd., 1990). Literatürden elde edilen çalışmadan farklı olarak, kurutucu ünitesi daha çok bölgeye ayrılarak hassas bir şekilde analiz edilmiş ve dış ortam sıcaklığının sistem parametreleri üzerine etkileri de incelenmiştir.

Üzerinde çalışılan bu prototip deney tesisatına ait şematik resim Şekil 1'de, ısı pompası ünitesine ait şematik diyagram ise Şekil 2'de görülmektedir.



Şekil 1. Prototip basit nem alıcı ısı pompalı kurutucu deney tesisatı (Clements vd., 1990)



Şekil 2. Isı pompası ünitesine ait şematik diyagram (Clements vd., 1990)

Isı pompası ünitesinde soğutucu akışkan olarak Freon-12 seçilmiş olup, sistemin temel tasarım ve işletme karakteristikleri aşağıda sunulmaktadır.

- Kompresör olarak açık tip kayış kasnaklı, 2 silindri, pistonlu BOCK-F3 marka kompresör seçilmiştir. Maksimum çıkış basıncı 2400kPa olup, işletme hızları 500-1800 dev/dak aralığındadır. Piston stok hacmi 49m^3 , silindir çapı 55 mm, silindir sayısı 2 dir.
- Evaporatör alüminyum kanatçıklı, bakır tüp demetinden oluşmaktadır. Boyutları, 0.41m yükseklik x 0.64m genişlik x 8 sıra derinlik olup, evaporatör her biri 8 tüpten oluşan 16 devreden oluşmaktadır. Toplam dış ısı transfer alanı 34.2 m^2 dir.
- Kondenser alüminyum kanatçıklı, bakır tüp demetinden oluşmaktadır. Boyutları, 0.41m yükseklik x 0.64m genişlik x 6 sıra derinlik olup, kondenser her biri 6 tüpten oluşan 4 devreden oluşmaktadır. Toplam dış ısı transfer alanı 28 m^2 dir.
- Kurutma odası boyutları, 4.1m uzunluk x 1 m genişlik x 0.52 m yükseklik şeklindedir.

Modellemede, aşağıdaki kabuller yapılmıştır :

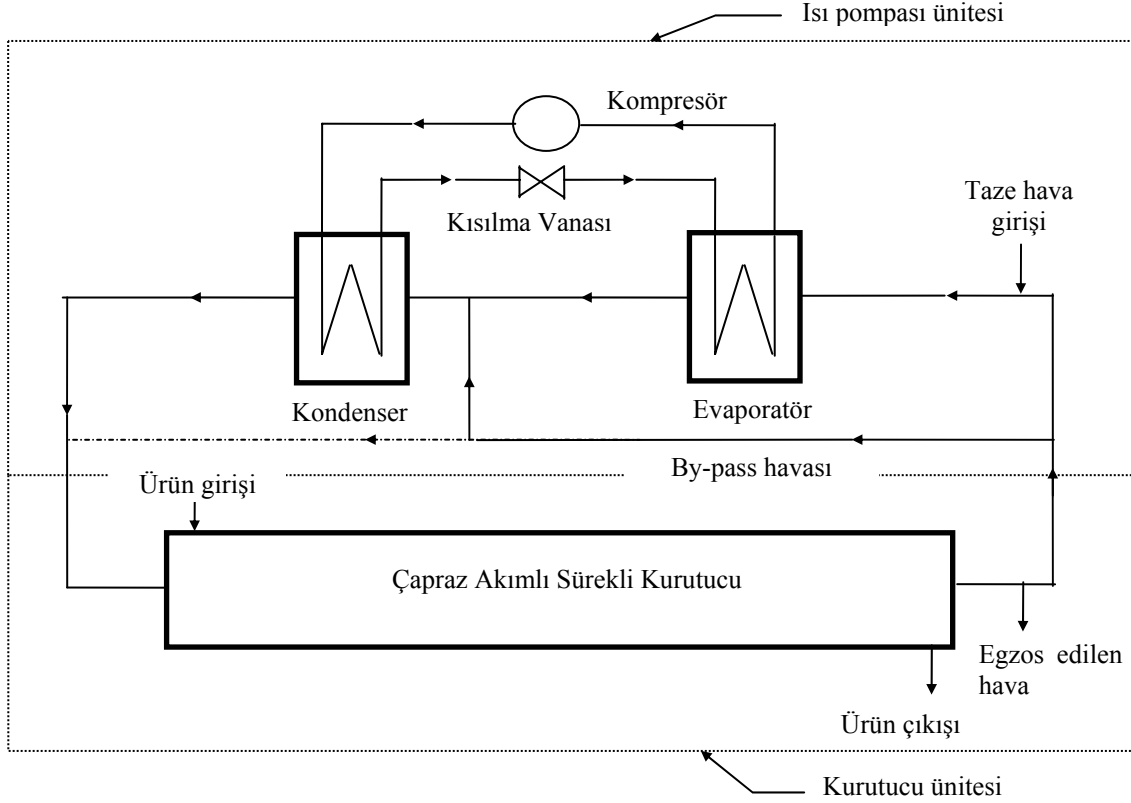
- Evaporatör çıkışında aşırı kızdırma yoktur.
 - Borular ve kompresörden olan ısı kayıpları, kompresör giriş gücünün %22'si alınarak hesaplamalara katılmıştır.
 - Kurutma odasından çevreye olan ısı kayıpları ve hava kaçakları çevre havasıyla gerçekleşen hava alış verişi şeklinde ifade edilmiştir.
 - Kurutulan ürün olarak bir yalıtım malzemesi türü olan köpük kauçuk (foam rubber) kullanılmıştır.
 - Kurutucu girişinde ürün nemi yağ bazda $Y_{in}=0.64\text{ kg/kg}$, çıkışında ise $Y_f=0.18\text{ kg/kg}$ ve ürün kritik nemi 0.05 kg/kg olarak alınmıştır.
 - Üretici firma kataloğundan motor verimi %85 olarak alınmıştır.
- Yine üretici firma katalog değerlerinden, izentropik verim %68, volumetrik verim %80 olarak alınmıştır.

Sistemin kurutma ve nem alma performans değerleri ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı (ITK), kurutucunun özgül nem uzaklaştırma oranı (SMER) ile değerlendirilmektedir.

$$ITK = \frac{\text{Kondenserden Atılan Isı Miktarı}}{\text{Kompresör Giriş Gücü}} = \frac{Q_{kond}}{W_{komp}}$$

$$SMER = \frac{\dot{m}_{yoğ}}{W_{komp}}$$

Burada; $\dot{m}_{yoğ}$, birim zamanda evaporatörde yoğunlaşan su miktarı ve W_{komp} ise, birim zamanda girilen toplam enerji miktarıdır. Şekil 1’de gösterilen basit nem alıcı ısı pompalı kurutucunun şematik olarak gösterimi ise Şekil 3 ile verilmiştir.



Şekil 3. Basit nem alıcı ısı pompalı kurutucu (Clements vd., 1990)

Şekil 3’de görülen basit nem alıcı ısı pompalı kurutucuda, ürün üzerinden geçerken üründen aldığı nem ile bünyesindeki nem miktarı artan havanın tamamı veya bir kısmı (By-pass işlemi) önce, evaporatör serpantinlerinden geçirilir. Nemli hava soğuk serpantin yüzeylerinden geçerken bünyesindeki nemin bir kısmı serpantin yüzeylerinde yoğunlaşır. Daha sonra taşıdığı mutlak nem azalmış fakat soğumuş olan hava ısı pompasının kondenserinde ısıtılarak kurutma işlemini gerçekleştirmek üzere yeniden çapraz akımlı sürekli kurutucu ünitesine gönderilir. Kurutucu ünitesinden ayrılan nemli hava yine aynı işlemlere tabi tutulur. Basit nem alıcı ısı pompalı kurutucu da kurutma odasından çevreye olan ısı kayıpları ve hava kaçakları, çevre havasıyla gerçekleşen hava alışverişi şeklinde ifade edilmektedir. Dışarı atılan hava kadar sisteme taze hava girişi yapılmaktadır. Evaporatör girişinden taze hava girişi yapılırken, kurutucu çıkışında aynı oranda hava atmosfere atılmaktadır.

2. MODELLEME

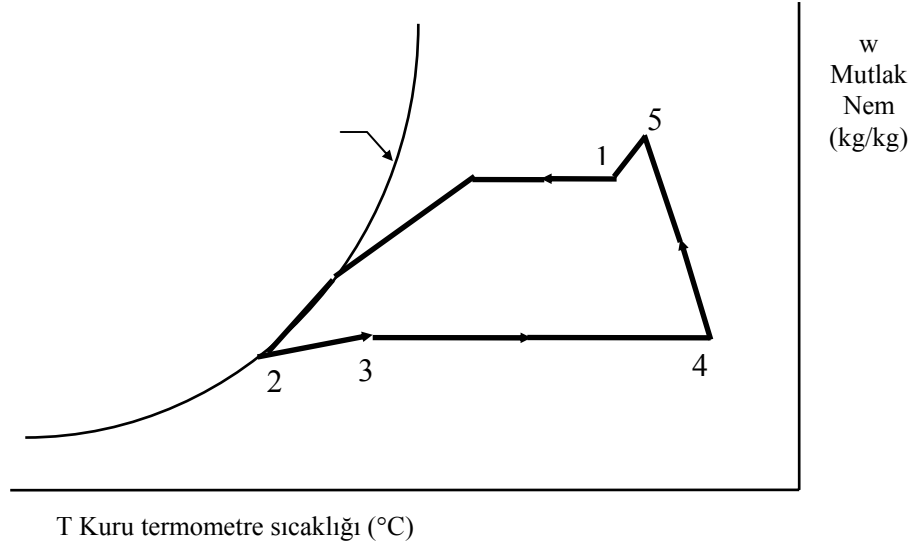
Bu çalışmada basit nem alıcı ısı pompalı sürekli kurutucunun matematiksel modeli oluşturulmuştur. Modelleme için ısı pompalı sürekli kurutucu iki ana kısımda incelenmiştir.

a-Isı pompası ünitesi

b-Sürekli kurutucu ünitesi

Bu iki ünite, ayrı ayrı her bir bileşenin matematik modelleri oluşturularak tasarlanmış ve daha sonra birleştirilerek ısı pompası destekli sürekli kurutucu modeli oluşturulmuştur. Sistem, hava ve soğutucu akışkan devresi olmak üzere iki temel devreden oluşmaktadır. Hava

devresinde kurutucudan ayrılan nemli hava evaporatörden doğrudan veya by-pass edilerek geçerken yoğuşma olayı gerçekleşir. Kondenserde ısıtılan hava, ürünü kurutmak için kurutucu içinden geçirilir. Sisteme, atmosfere atılan hava miktarı kadar taze hava girişi gerçekleştirilir. Şekil 4’de hava çevrimi bir psikrometrik diyagramda gösterilmiştir.



Şekil 4. Psikrometrik diyagram üzerinde hava çevrimi: 1=evaporatör girişi; 2=evaporatör çıkışı; 3=Kondenser girişi; 4=kondenser çıkışı; 5=Kurutucu çıkışı (Jolly vd.,1990)

2.1. Isı Pompası Ünitesi

Isı pompası ünitesinin matematik modeli oluşturulurken, ısı pompası ünitesini oluşturan her bir elemanın (kondenser, kompresör, evaporatör ve genişleme valfi) ayrı ayrı matematik ifadeleri çıkarılarak elde edilen nonlineer denklem takımı Newton-Raphson metodu yardımıyla çözülmüştür. Neticede, ısı pompası ünitesini her noktasındaki değişkenler (sıcaklıklar, basınçlar, entalpi değerleri vs.) elde edilmiştir (Coşkun, 2000). Sistemde dolaşan soğutucu akışkan Freon-12 için genel bağıntılar tarafından türetilen denklemlerden, hava için genel bağıntılar ise tarafından elde edilen denklemlerden alınmıştır (Yılmaz ve Ünal, 1994; Güneş, 1998).

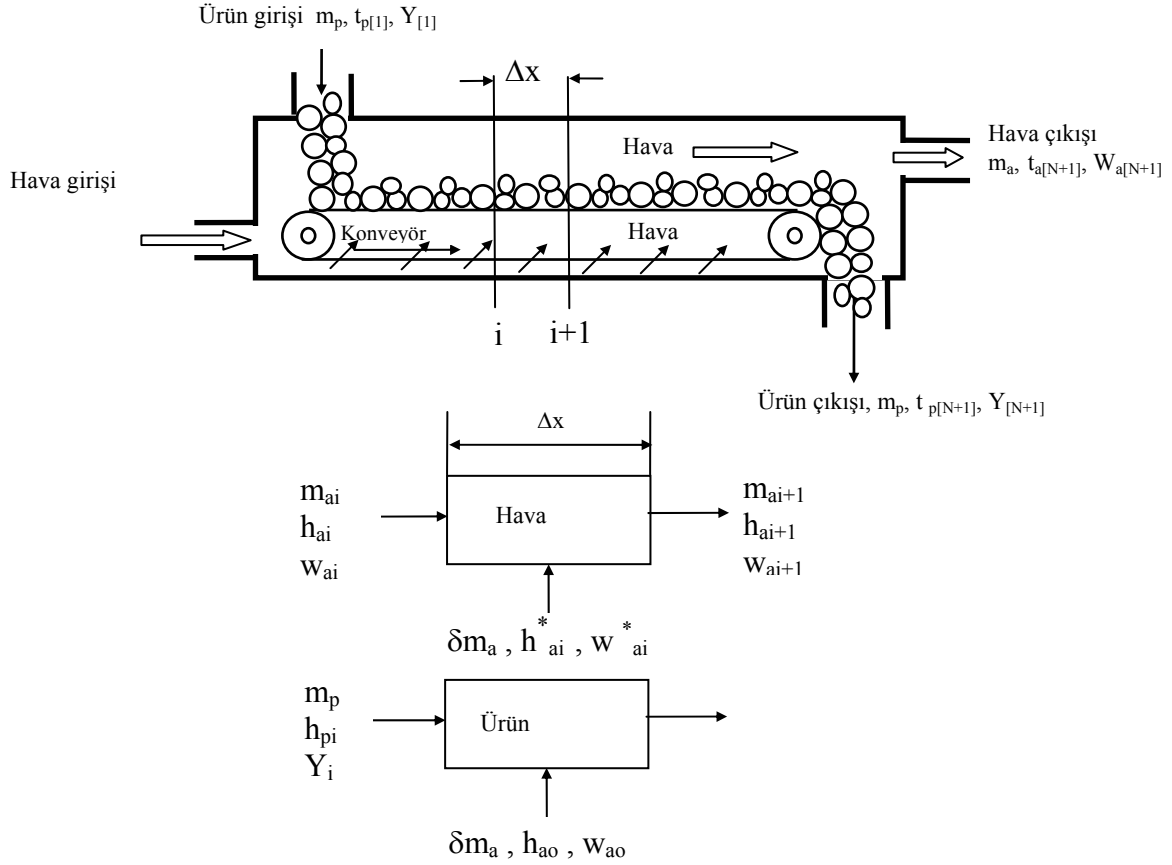
2.2. Sürekli Kurutucu Ünitesi

Kurutucular çapraz akışlı, ters (zıt) akışlı ve paralel akışlı kurutucular olmak üzere üçe ayrılırlar. Bu sınıflama ürün ve havanın yönüne göre belirlenir. Buradaki analiz sadece sürekli çapraz akışlı kurutucular ile ilgilidir (Coşkun vd., 2000).

Kurutucu kapasitesini belirleyen ifadeleri türetmek amacıyla bir kontrol hacmi ele alınarak aşağıdaki bazı kabuller yapılmıştır:

- Şekil 1’deki kurutucu çapraz akışlı kurutucudur,
- Kurutucu şartları sürekli rejimdedir (steady-state) ve konveyör kayışı sabit hızda hareket etmektedir,
- Devrede dolaşan hava debisi sabittir,
- Kurutucu duvarları adyabatiktir,
- Ürün kalınlığı oldukça ince, bu yüzden ürün sıcaklığı ve nem miktarı kontrol hacmi içerisinde sabittir,

vi) Ürün'ün hacmindeki bozulma (büzülme), kurutma işlemi boyunca ihmal edilmektedir.



Şekil 5. Çapraz akımlı sürekli kurutucuya ait şematik diyagram (Clements vd., 1990)

2.2.1. Temel Denklemler

Yukarıdaki kabuller altında, Şekil 2'de gösterilen kontrol hacmindeki bir eleman için aşağıdaki genel denklemler kullanılmaktadır (Clements vd., 1990).

Havanın Kontrol Hacmi :

(i) Kuru havanın kütle denge denklemi

$$m_{a_{i+1}} = m_{a_i} + \delta m_a \quad (1)$$

(ii) Nem'in kütle denge denklemi

$$m_{a_{i+1}} W_{a_{i+1}} = m_{a_i} W_{a_i} + \delta m_a W_{a_i}^* \quad (2)$$

(iii) Kontrol hacminin enerji denge denklemi

$$m_{a_{i+1}} h_{a_{i+1}} = m_{a_i} h_{a_i} + \delta m_a h_{a_i}^* \quad (3)$$

Burada;

m_a : Hava debisi , kg/s

W_a : Havanın mutlak nemi, kg/kg

h_a : Havanın özgül entalpisi, kJ/kg

*: Kurutucu içindeki ürünün hava parametreleri

Ürün'ün Kontrol Hacmi :

(i) Hava tarafının kütle dengesi

$$\delta m_a W_{a_i}^* = \delta m_a W_{a_o} + h_{m_i} (W_{p_i} - W_{a_o}) A_d \Delta x \quad (4)$$

(ii) Hava tarafının enerji dengesi

$$\delta m_a h_{a_i}^* = \delta m_a h_{a_o} + r h_{m_i} (W_{p_i} - W_{a_o}) A_d \Delta x - h_c (t_{a_i} - t_{p_i}) A_d \Delta x \quad (5)$$

(iii) Ürün tarafının kütle dengesi

$$m_p Y_{i+1} = m_p Y_i + \delta m_a (W_{a_o} - W_{a_i}^*) \quad (6)$$

(iv) Ürün tarafının enerji dengesi

$$m_p Y_{i+1} = m_p Y_i + \delta m_a (W_{a_o} - W_{a_i}^*) \quad (7)$$

Burada;

t_{a_o} : Kondenserden çıkan havanın sıcaklığı, °C

W_{a_o} : Kondenserden çıkan havanın mutlak nemi, kg/kg

h_{a_o} : Kondenserden çıkan havanın özgül entalpisi, kJ/kg

t_a : Hava sıcaklığı, °C

t_p : Ürün sıcaklığı, °C

W_p : Ürün sıcaklığındaki doymuş havanın mutlak nemi, kg/kg

h_a : Nemli havanın entalpisi, kJ/kg

h_p : Ürün özgül entalpisi, kJ/kg

m_p : Kuru bazda ürün debisi, kg/s

Y : Kuru bazda ürünün nem içeriği, kg/kg

A_d : Metre başına ürünün hava ile temas eden ısı transfer alanı, m²/m

r : Suyun gizli buharlaşma entalpisi, kJ/kg

h_m : Kütle taşınım katsayısı, kg/m²°C

h_c : Isı taşınım katsayısı, kW/m²°C

Eşitlik 4, Eşitlik 2'de yerine konursa

$$m_{a_{i+1}}W_{a_{i+1}} = m_{a_i}W_{a_i} + \delta m_a W_{a_o} + h_{m_i}(W_{p_i} - W_{a_o})A_d \Delta x \quad (8)$$

Eşitlik 5, Eşitlik 3'te yerine konursa

$$m_{a_{i+1}}h_{a_{i+1}} = m_{a_i}h_{a_i} + \delta m_a h_{a_o} + rh_{m_i}(W_{p_i} - W_{a_o})A_d \Delta x - h_c(t_{a_i} - t_{p_i})A_d \Delta x \quad (9)$$

$$t_{a_{i+1}} = \frac{(h_{a_{i+1}} - 2501w_{a_{i+1}})}{(1 + 1.805w_{a_{i+1}})} \quad (10)$$

Eşitlik 4, Eşitlik 6'da yerine konursa

$$m_p Y_{i+1} = m_p Y_i - h_{m_i}(W_{p_i} - W_{a_o})A_d \Delta x \quad (11)$$

Eşitlik 5, Eşitlik 7'de yerine konursa

$$m_p h_{p_{i+1}} = m_p h_{p_i} - rh_{m_i}(W_{p_i} - W_{a_o})A_d \Delta x + h_c(t_{a_i} - t_{p_i})A_d \Delta x \quad (12)$$

Bu iki fonksiyonda her bölüm için bilinmeyenler, Y_{i+1} , t_{p+1}

$$f_1 = m_p(Y_i - Y_{i+1}) - h_{m_i}(W_{p_i} - W_{a_o})A_d \Delta x = 0 \quad (13)$$

$$f_2 = m_p(h_{p_i} - h_{p_{i+1}}) - rh_{m_i}(W_{p_i} - W_{a_o})A_d \Delta x + h_c(t_{a_i} - t_{p_i})A_d \Delta x = 0 \quad (14)$$

N adet bölgeye ayrılmış kurutucunun her bir bölgesinde, ürün kütleli debisi m_p için tahmini bir değer girildikten sonra, Eşitlik 8, 9, 10 sırasıyla hava için sıcaklık (t_{ai+1}), mutlak nem (W_{ai+1}) ve entalpi (h_{ai+1}) değerleri hesaplanır ve bu değerler Eşitlik 13 ve 14'te ifade edilen f_1 ve f_2 fonksiyonlarında yerlerine konur. Elde edilen bu 2 adet nonlineer fonksiyon Newton Raphson yöntemi ile çözülerek her bir bölümdaki bilinmeyenler; ürünün mutlak nem (Y_{i+1}) ve yüzey sıcak (t_{pi+1}) değerleri hesaplanır. Kurutucu çıkışındaki ürünün mutlak nemi (Y_{N+1}), giriş değeri olarak verildiğinden bu değer fonksiyonların çözümüyle elde edilen Y_{N+1} değeriyle mukayese edilir ve bu iki değer eşitleninceye kadar yeni m_p değeri girilmeye devam edilir. Yakınsama şartlarını sağlayan m_p değeri, Y_o mutlak neminde kurutucuya giren ürünün Y_{N+1} değerine kadar kurutulabilmesi için kurutucuya gönderilmesi gereken ürün miktarıdır.

Her bir bölge için bilinmeyenler : m_p , t_{pi+1} , Y_{i+1} , t_{ai+1} ve W_{ai+1}

Hava tarafındaki sınır şartları : $t_{ao} = t_{aid}$ ve $W_{ao} = W_{aid}$

Ürün tarafındaki sınır şartları : $t_{po} = t_{pid}$, $Y_o = Y_{id}$, $Y_{N+1} = Y_{ed}$ ve $\delta m_a = m_a / (N+1)$,
 $\Delta x = L_d / N$

Burada;

t_{aid} : Kurutucuya giren havanın sıcaklığı, °C

W_{aid} : Kurutucuya giren havanın mutlak nemi, kg/kg

t_{pid} : Kurutucu girişindeki ürün sıcaklığı, °C

t_{po} : Dış ortam şartlarındaki ürün sıcaklığı, °C

Y_i : Kurutucu girişindeki ürün nem miktarı, kg/kg

Y_o : Dış ortam şartlarındaki ürün nem miktarı, kg/kg

Y_{ed} : Kurutucu çıkışındaki ürün nem miktarı, kg/kg

L_d : Kurutucu boyu, m

Isı ve Kütle Taşınım Katsayıları :

Hava ve ürün arasındaki ortalama ısı taşınım katsayısı tarafından verilen bağıntı yardımıyla hesaplanır (Keey, 1978).

$$h_C = j_h C_{pam} \rho_a u_a \quad (15)$$

$$Re_a = \frac{u_a D_p}{\nu} \quad (16)$$

$$J_h = \begin{cases} 1.82 Re_a^{-0.51} & Re_a \leq 350 \\ 0.989 Re_a^{-0.41} & Re_a > 350 \end{cases}$$

Kütle taşınım katsayısı Lewis bağıntısından yararlanarak elde edilir.

$$h_m = \frac{h_C}{C_{pam}} \quad (17)$$

Burada;

C_{pam} : Nemli havanın özgül ısısı, kJ/kgK

u_a : Ürün üzerinden akan hava hızı (m/s),

Nemli Hava ve Nemli Ürünün Entalpileri :

Nemli havanın entalpisi aşağıdaki denklemle hesaplanır.

$$h_a = 1.005 t_a + W_a (1.86 t_a + 2501) \quad (18)$$

Nemli ürünün entalpisi ise tarafından geliştirilen denklem ile hesaplanır(Keey, 1978).

$$h_p = (C_p + Y C_{pw}) t_p - \Delta h_w Y \quad (19)$$

Burada C_p : Ürünün özgül ısısı (kJ/kgK)'dir. Ürünün içinde kritik nem miktarının altında, ürün içinde sınırlı miktarda suyu uzaklaştırabilmek için gereken ekstra enerji için "ıslaklık entalpisi" Δh_w tanımlanır. Bu değer, ürün nem denge eğrilerinden hesaplanır. Eğer ürün kritik nem değerinin altında bir neme sahip ise, ürün yüzeyindeki buhar basıncı, (W_p ile ilgili) doyma değerinin altına çekilerek azaltılmalıdır.

3. BİRLEŞTİRİLMİŞ BASİT NEM ALICI ISI POMPALI SÜREKLİ KURUTUCUNUN SİMULASYON METODU

Birleştirilmiş basit nem alıcı ısı pompalı sürekli kurutucu modelinde kurutucu çıkışındaki hava şartları, ısı pompası ünitesinin giriş havası şartları olarak ve ısı pompası ünitesi çıkışındaki hava şartları da kurutucu giriş havası şartları olarak düşünülmüştür. Bunun avantajı, ana program yapısını değiştirmeksizin kurutucu modelinin veya ısı pompası modelinin değiştirilebilir olmasına imkan vermesidir.

Bu model, işletme parametreleri arasında dinamik bir ilişki kuran gerçek bir sistemdir. İşletme parametrelerinden biri değiştiği zaman üründen ayrılan hava şartları da değişecektir. Bu değişiklik sistemde bir geri besleme oluşturacak ve aynı zamanda işletme parametrelerini de etkileyecektir. Bu yüzden üründen ayrılan hava şartlarını kontrol etmek zordur. Hava debilerini ve by-pass oranlarını değiştirmek suretiyle farklı tipte ısı pompalı kurutucu simule edilebilmektedir.

Simulasyon prosedürü için, kurutucu çıkış şartlarının başlangıç tahmini değerlerinin bilinmesi gerekir ve o değerler daha sonra ısı pompası giriş şartlarının hesaplanması için ısı pompası modelinde kullanılır. Eğer kurutucu ünitesi için çıkış havası şartlarının tahmini değerleri, hesaplama ile elde edilen kurutucu çıkış şartları değerlerine eşit değil ise yeni bir tahmini değer ile iterasyona devam edilmelidir.

4. BASİT NEM ALICI ISI POMPALI SÜREKLİ KURUTUCUNUN ANALİZİ

Bu kısımda basit nem alıcı ısı pompalı kurutucunun bir takım işletme parametrelerine göre analizleri yapılmıştır. Bu yapılan analizler aşağıda belirtilmektedir.

4.1. By-Pass Miktarı İle ITK Arasındaki İlişki

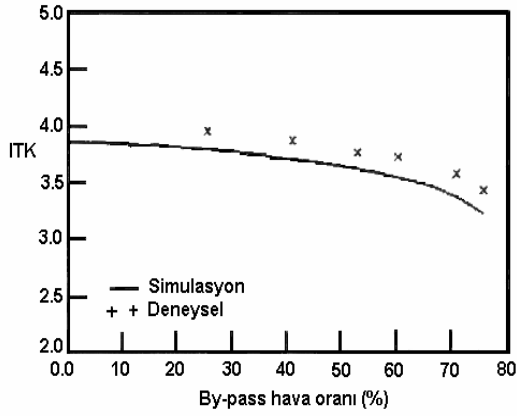
Şekil 6 ve Şekil 7’de farklı hava debilerinde evaporatörden by-pass edilen havanın, toplam hava debisine bölünmesi olarak tanımlanan by-pass hava oranları değişiminin ısı pompası ITK değeri üzerindeki etkileri görülmektedir.

Bu analizde sabit giriş parametreleri olarak; hava ile temas eden ürün alanı (A_d) 2.5 m²/m, kompresör hızı (N_p) 1080 d/d, sisteme giren ve çıkan hava miktarları ($m_{atz} = m_{aex}$) 0.06 kg/s olarak, içeri giren taze hava kuru ve yaş termometre sıcaklıkları (t_{atz}) 18°C, (t_{atzy}) 12°C olarak (bağıl nem %48) değerleri alınmaktadır (Yukarıda da bahsedildiği gibi, kurutma odasından çevreye olan ısı kayıpları ve hava kaçakları, çevre havasıyla gerçekleşen hava alışverişi şeklinde ifade edilmektedir. Bu yükleri de hesaba katmak için dışarı atılan hava kadar sisteme taze hava girişi yapılmaktadır).

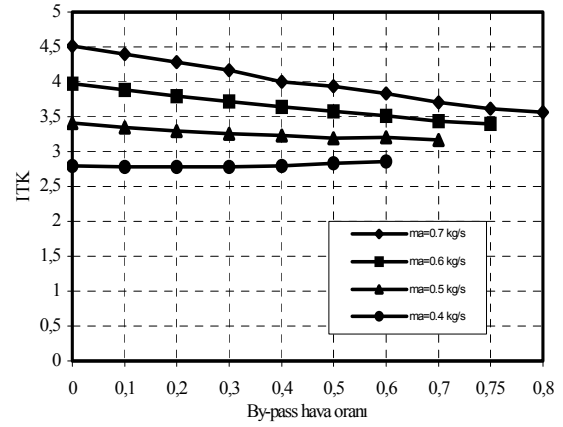
Yapılan analizde, sistemde dolaşan hava debileri 0.4 kg/s ile 0.7 kg/s (1440 kg/h-2520 kg/h) arasında değiştirilmektedir. Yukarıda belirtilen sabit giriş parametrelerine bağlı olarak aşağıda, Çizelge 1’de farklı hava debilerinde, by-pass değişimine bağlı olarak ısı pompasına ait parametrelerin hangi aralıklarda değiştikleri gösterilmektedir.

4.2. By-Pass Miktarı İle SMER Değeri Arasındaki İlişki

Şekil 8 ve Şekil 9’da özgül nem uzaklaştırma oranı (SMER) değerinin by-pass oranlarına bağlı olarak değişimi gösterilmektedir.



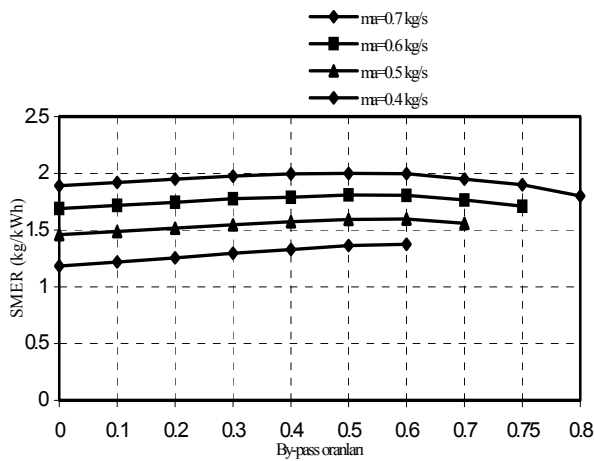
Şekil 6. By pass oranlarına bağlı olarak ITK değerinin değişimi (Bu çalışma). $N_p=1080$ dev/dak, $A_d=2.5$ m²/m, $ma_x=ma_z=0.06$ kg/s, $tatz=18^\circ\text{C}$, $tatz=12^\circ\text{C}$



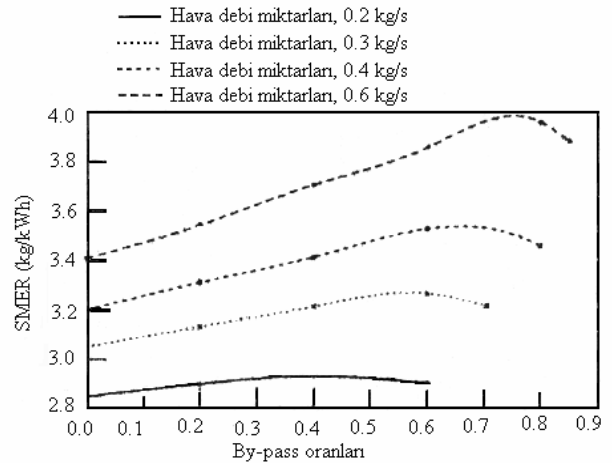
Şekil 7. By-pass oranına bağlı olarak ITK değerinin değişimi. Kompresör hızı, $N_p=1000$ dev/dak, $ma_x=0.15$ ma (Clements vd., 1990)

Çizelge 1. By-pass oranlarındaki değişime bağlı olarak ısı pompası parametrelerinin değişim aralıkları

Hava debisi (m_a) kg/s	Kondenser Sıcaklığı (t_{cd}) °C	Evaporatör sıcaklığı (t_{ev}) °C	Kond. Kapasitesi (Q_{cd}) kW	Evap. Kapasitesi (Q_{ev}) kW	Kompresör kapasitesi (W_{komp}) kW	Soğutucu akışkan debisi (m_f) kg/s
0.4	64.73 - 52.62	17.64 - 4.30	12.48 - 9.00	8.99 - 6.58	4.47 - 3.16	0.094 - 0.0644
0.5	55.70 - 46.35	16.45 - 2.00	12.26 - 8.61	9.45 - 6.49	3.60 - 2.72	0.0911 - 0.0605
0.6	49.71 - 42.86	15.73 - 1.33	12.14 - 8.48	9.76 - 6.54	3.10 - 2.50	0.089 - 0.0592
0.7	45.40 - 39.78	15.25 - 0.00	12.10 - 8.20	9.98 - 6.40	2.70 - 2.30	0.088 - 0.0568



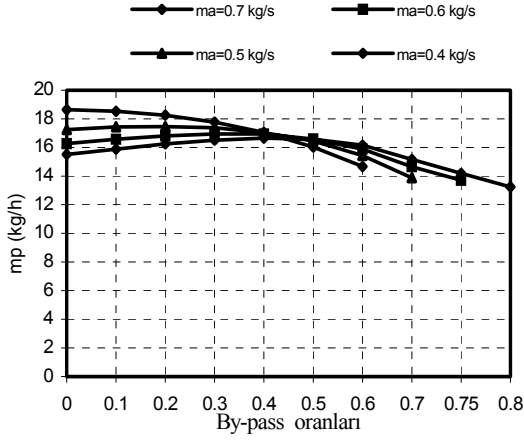
Şekil 8. By-pass oranlarına bağlı olarak SMER değerinin değişimi (Bu çalışma). $N_p=1080$ dev/dak, $A_d=2.5$ m²/m, $ma_x=ma_z=0.06$ kg/s, $tatz=18^\circ\text{C}$, $tatz=12^\circ\text{C}$



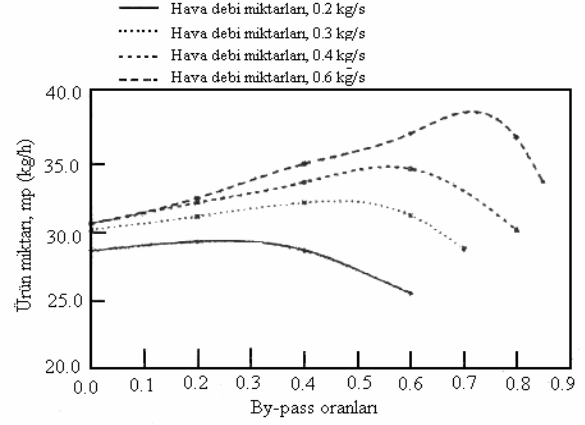
Şekil 9. Farklı hava debileri için by-pass oranlarına bağlı olarak SMER değerlerinin değişimi. $N_p=1000$ dev/dak, $ma_x=0.03$ kg/s (Clements vd., 1990)

4.3. By-Pass Oranı İle Ürün Debisi (m_p) Arasındaki İlişki

Şekil 10 ve Şekil 11'de ürün debisinin by-pass oranlarına bağlı olarak değişimi gösterilmektedir.



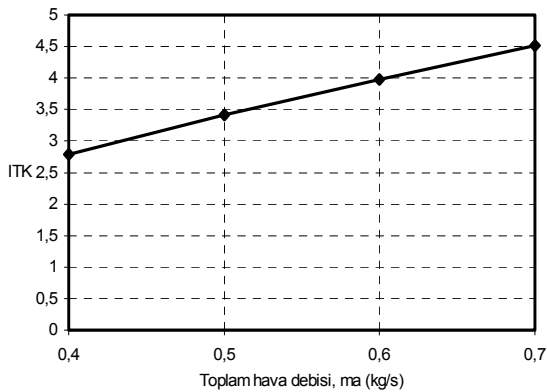
Şekil 10. By -pass oranlarına bağlı olarak ürün debisindeki değişim (Bu çalışma). $N_p=1080$ dev/dak, $A_d=2.5$ m²/m, $m_{aex}=m_{atz}=0.06$ kg/s, $t_{atz}=18^\circ\text{C}$, $t_{atzy}=12^\circ\text{C}$



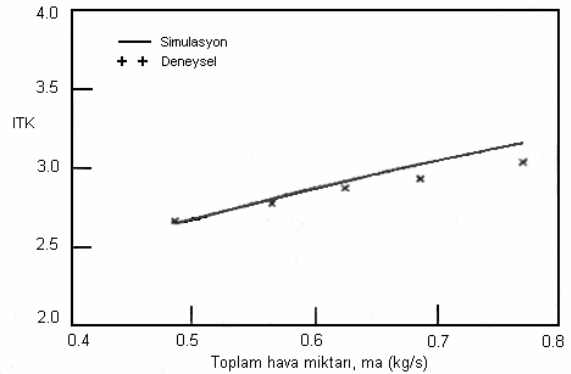
Şekil 11. Farklı hava debileri için by-pass oranlarına bağlı olarak ürün debisi (m_p) değerinin değişimi. $N_p=1000$ dev/dak, $m_{aex}=0.03$ kg/s (Clements vd., 1990)

4.4. Sistemde Dolaşan Hava Debileri (m_a) İle İTK Arasındaki İlişki

Şekil 12 ve Şekil 13'de değişen hava debilerine bağlı olarak ısı pompası İTK değerindeki değişimler görülmektedir.



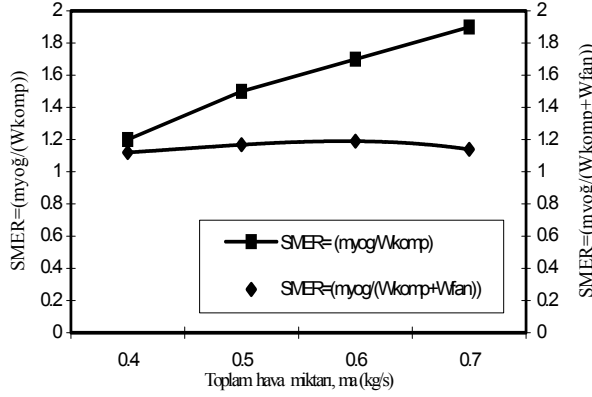
Şekil 12. Hava debilerine bağlı olarak İTK değerindeki değişim (Bu çalışma). $BYO=0$, $N_p=1080$ dev/dak, $A_d=2.5$ m²/m, $m_{aex}=m_{atz}=0.06$ kg/s, $t_{atz}=18^\circ\text{C}$, $t_{atzy}=12^\circ\text{C}$



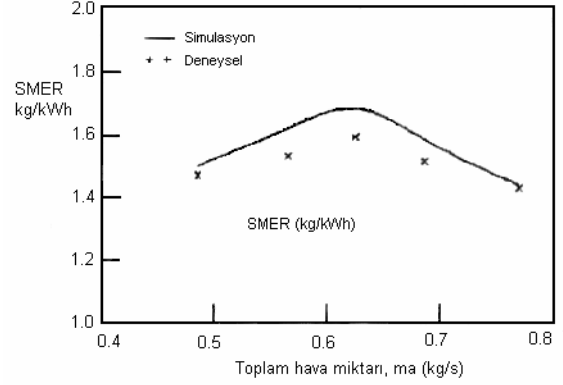
Şekil 13. Toplam hava debilerine bağlı olarak İTK değerinin değişimi. $N_p=1430$ dev/dak, $m_{aex}=0.10$ kg/s (Clements vd., 1990)

4.5. Sistemde Dolaşan Hava Debisi İle SMER Arasındaki İlişki

Şekil 14 ve Şekil 15’de değişen hava debilerine bağlı olarak sistemin SMER değerindeki değişimleri ve fan gücünün SMER değerine etkileri görülmektedir.



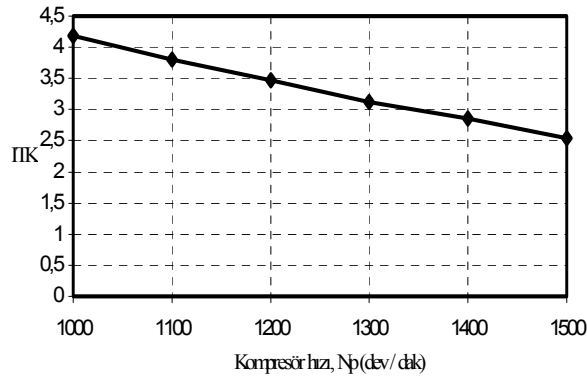
Şekil 14. Toplam hava miktarının ve sistemde kullanılan fan güçlerinin SMER değerine etkisi (Bu çalışma). BYO =0, Np=1080 dev/dak, Ad=2.5 m²/m, maex=matz=0.06 kg/s, tatz=18°C, tatzy=12°C



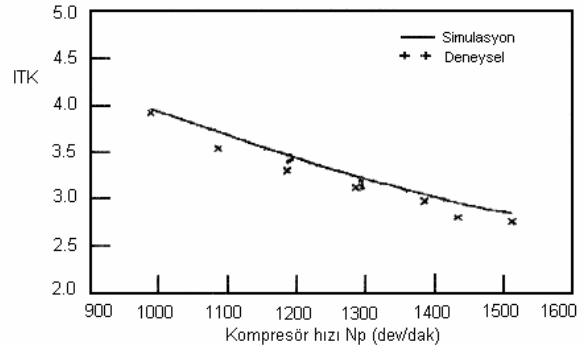
Şekil 15. Toplam hava miktarına bağlı olarak SMER değerinin değişimi. Kompresör hızı, Np=1430 dev/dak, maex=0.10 kg/s (Clements vd., 1990)

4.6. Kompresör Hızı İle ITK Arasındaki İlişki

Şekil 16 ve Şekil 17’de kompresör hızının ITK değeri üzerine etkisi görülmektedir. Bu analizde sabit giriş parametreleri olarak; sistemde dolaşan hava debisi (ma) 0.644 kg/s, bypass oranı (BYO) 0.61, hava ile temas eden ürün alanı (Ad) 2.5 m²/m, sisteme giren ve çıkan hava miktarları (matz =maex) 0.071 kg/s olarak, içeri giren taze hava kuru ve yaş termometre sıcaklıkları (tatz) 18°C, (tatzy) 12°C olarak (bağıl nem %48) değerleri alınmaktadır.



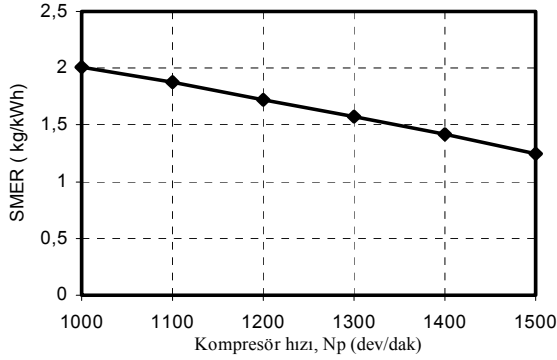
Şekil 16. Kompresör hızına bağlı olarak ITK değerinin değişimi. ma=0.644 kg/s, BYO=0.61, Ad=2.5m²/m, tatz=18°C, tatzy=12°C, maex=matz=0.071kg/s



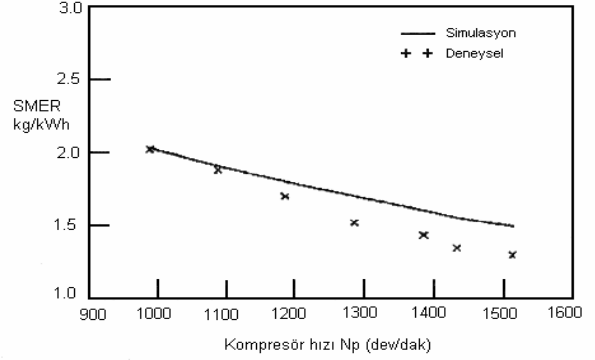
Şekil 17. Kompresör hızına bağlı olarak ITK değerinin değişimi. ma=0.644 kg/s, BYO=0.61, maex=0.071 kg/s (Clements vd., 1990)

4.7. Kompresör Hızı İle SMER Değeri Arasındaki İlişki

Şekil 18 ve Şekil 19'da kompresör hızına bağlı olarak SMER değerindeki değişim görülmektedir.



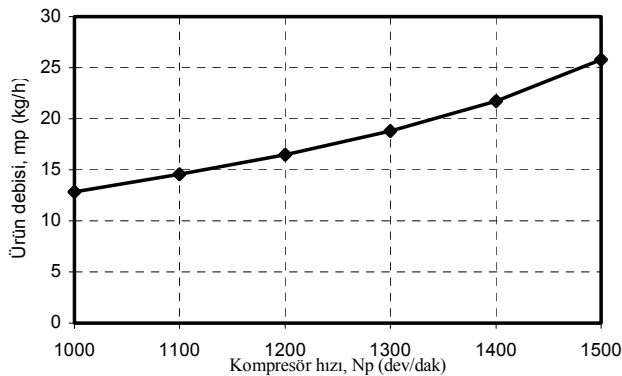
Şekil 18. Kompresör hızına bağlı olarak SMER değerinin değişimi (Bu çalışma). $m_a=0.644$ kg/s, $BYO=0.61$, $A_d=2.5m^2/m$, $t_{atz}=18^\circ C$, $t_{atzy}=12^\circ C$, $m_{aex}=m_{atz}=0.071$ kg/s



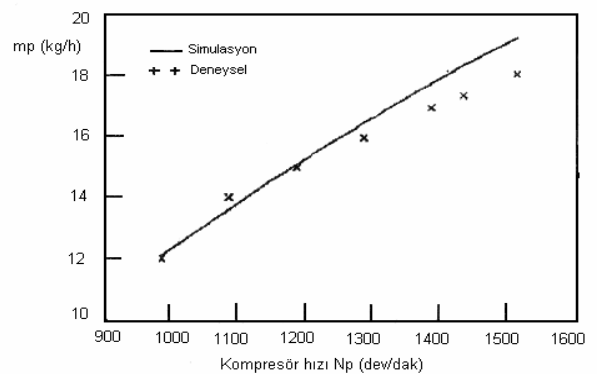
Şekil 19. Kompresör hızına bağlı olarak SMER değerinin değişimi. $m_a=0.644$ kg/s, $BYO=0.61$, $m_{aex}=0.071$ kg/s (Clements vd., 1990)

4.8. Kompresör Hızı İle Ürün Debisi (m_p) Arasındaki İlişki

Şekil 20 ve Şekil 21'de kompresör hızına bağlı olarak ürün debisindeki (m_p) değişim görülmektedir.



Şekil 20. Kompresör hızına bağlı olarak ürün debisi (mp) değerinin değişimi (Bu çalışma). $m_a=0.644$ kg/s, $BYO=0.61$, $A_d=2.5m^2/m$, $t_{atz}=18^\circ C$, $t_{atzy}=12^\circ C$, $m_{aex}=m_{atz}=0.071$ kg/s



Şekil 21. Kompresör hızına bağlı olarak ürün debisi (mp) değerinin değişimi. $m_a=0.644$ kg/s, $BYO=0.61$, $m_{aex}=0.071$ kg/s (Clements vd., 1990)

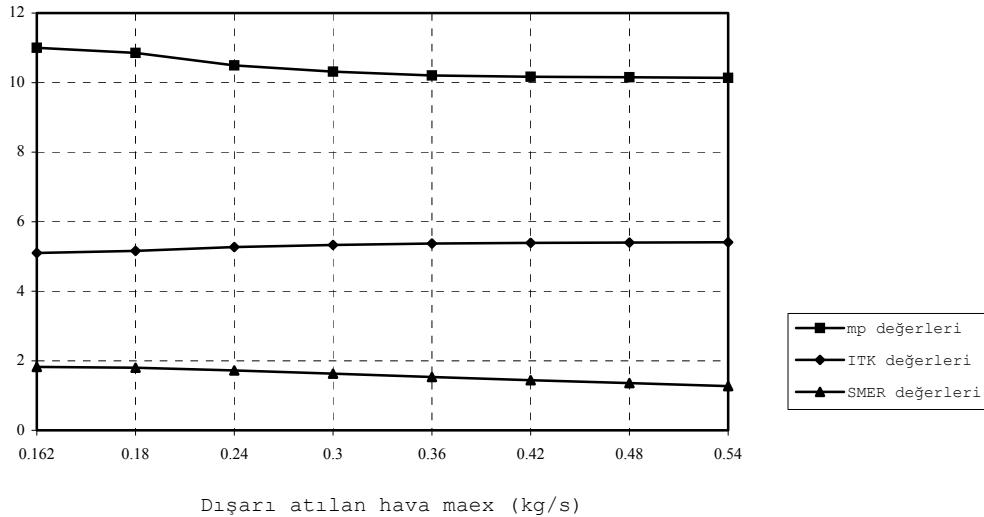
4.9. Dışarı Atılan Hava Miktarının Sistem Parametreleri (ITK, SMER m_p) Üzerine Etkisi

Şekil 22’de kurutucu çıkışında atmosfere atılan ılık havanın ısı pompalı bir kurutucunun performansına etkilerini göstermektedir. Bu analizde sabit giriş parametreleri olarak; sistemde dolaşan hava debisi (m_a) 0.6 kg/s, by-pass oranı (BYO) 0.0, kompresör hızı (N_p) 1080 dev/dak, hava ile temas eden ürün alanı (A_d) 2.5 m²/m, içeri giren taze hava kuru ve yaş termometre sıcaklıkları (t_{atz}) 18°C, (t_{atzy}) 12°C olarak (bağıl nem %48) değerleri alınmaktadır. Basit nem alıcı ısı pompalı kurutucuda kurutma odasından çevreye olan ısı kayıpları ve hava kaçakları, çevre havasıyla gerçekleşen hava alışverişi şeklinde ifade edilmektedir. Dışarı atılan hava kadar sisteme taze hava girişi yapılmaktadır. Evaporatör girişinde taze hava girişi yapılırken, kurutucu çıkışında aynı oranda hava atmosfere atılmaktadır.

Dışarı atılan hava miktarındaki değişime bağlı olarak ısı pompası parametrelerindeki değişim Çizelge 2’de verilmektedir.

Çizelge 2. Dışarı atılan hava miktarına bağlı olarak ısı pompası parametrelerinin değişimi

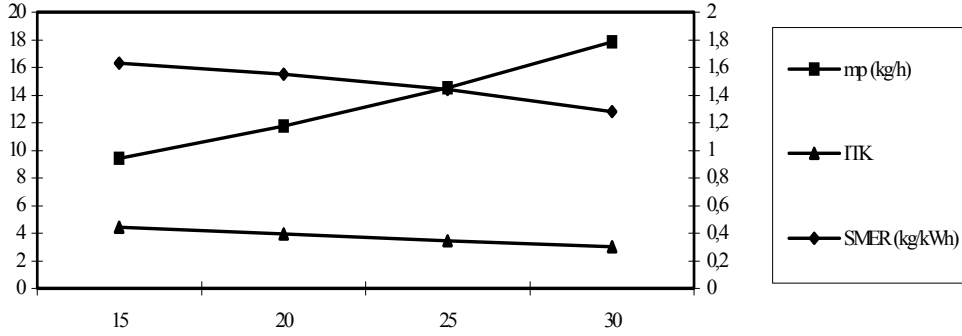
Dışarı atılan hava miktarı (m_{ex}) kg/s	Kondenser Sıcaklığı (t_{ed}) °C	Evaporatör sıcaklığı (t_{ev}) °C	Kond. Kapasitesi (Q_{ed}) kW	Evap. Kapasitesi (Q_{ev}) kW	Kompresör kapasitesi (W_{komp}) kW	Soğutucu akışkan debi. (m_f) kg/s
0.162	33	5.24	9.49	8.04	1.86	0.0660
0.18	32.26	4.79	9.39	7.97	1.82	0.0654
0.24	30.93	3.82	9.18	7.82	1.74	0.0636
0.36	29.64	2.91	8.98	7.67	1.67	0.0619
0.48	29.077	2.47	8.88	7.60	1.64	0.0612
0.54	28.91	2.33	8.85	7.58	1.636	0.06093



Şekil 22. Dışarı atılan hava miktarının sistem parametreleri (ITK, SMER ve m_p) üzerine etkisi, $m_a=0.6$ kg/s, BYO=0, $N_p=1080$ dev/dak, $A_d=2.5$ m²/m, $t_{atz}=18$ °C, $t_{atzy}=12$ °C

4.10. Dış Ortam Sıcaklığının Sistem Parametreleri (ITK, SMER m_p) Üzerine Etkileri

Şekil 23'de dış ortam sıcaklığının sistem parametreleri üzerindeki etkileri gösterilmektedir. Bu analizde sabit giriş parametreleri olarak aşağıda verilen değerler alınmaktadır. Sistemde dolaşan hava debisi (m_a) 0.4 kg/s, by-pass oranı (BYO) 0.0, kompresör hızı (N_p) 1000 dev/dak, hava ile temas eden ürün alanı (A_d) 2.5 m²/m, dış ortam bağıl nemi %48 (değişmiyor) ve dışarı atılan hava miktarı (m_{aex}) 0.06 kg/s olup, sistemde dolaşan toplam hava miktarının %15'ini oluşturmaktadır.



Şekil 23. Dış ortam hava sıcaklığına bağlı olarak (ITK, SMER ve m_p) değerlerindeki değişim. $m_a=0.4$ kg/s, BYO=0, $m_{aex}=0.06$ kg/s, $N_p=1000$ dev/dak, $A_d=2.5$ m²/m, $\phi=0.48$

Dış ortam sıcaklığındaki değişime bağlı olarak ısı pompası parametrelerindeki değişim Çizelge 3'de verilmektedir.

Çizelge 3. Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak ısı pompası parametrelerinin değişimi

Dış ortam kuru term. Sic. Tatz (°C)	Dış ortam yaş term. Sic. tatzy (°C)	Kondenser Sıcaklığı (t_{cd}) °C	Evaporatör sıcaklığı (t_{ev}) °C	Kond. Kapasitesi (Q_{cd}) kW	Evap. Kapasitesi (Q_{ev}) kW	Kompresör kapasitesi (W_{komp}) kW	Soğutucu akışkan debisi (m_f) kg/s
15	9.5	48.22	10.09	9.75	7.64	2.71	0.0703
20	13.5	60.81	17.11	11.46	8.52	3.78	0.0860
25	17.5	75.57	24.85	13.66	9.40	5.47	0.1072

5. SONUÇLAR

Seçilen sistem özelliklerine bağlı olarak yapılan simulasyon neticesinde elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir;

Evaporatörde havanın bir kısmı by-pass edildiğinde, buharlaşma sıcaklığı ve kurutucu çıkışındaki hava nemi artmaktadır. Bu iki değişiklik evaporatörün soğuma ve nem alma kabiliyetini iyileştirmektedir. Fakat bunun yanında evaporatörden havanın by-pass edilmesi evaporatör ve kondenser sıcaklıkları arasındaki farkı da arttırdığı için Şekil 6'dan ITK değerlerinin by-pass oranları arttığında azaldığı görülmektedir. ITK değeri hava debilerine bağlı olarak 2.8-4.5 arasında değişmektedir. ITK değerleri 0.5, 0.6 ve 0.7 kg/s hava debi değerlerinde azalırken düşük hava debi değeri olan 0.4 kg/s değerinde artma eğilimi göstermektedir.

Yüksek nem alma oranı ve ısı pompasının düşük ITK değerleri arasındaki uyumsuzluk gösteriyor ki, sistem bir optimum by-pass hava oranına sahip olmalıdır. Hava debi

miktarlarına bağlı olarak, by-pass oranı arttırıldığında SMER değeri belirli bir orana kadar artmakta, daha sonra azalmaya başlamaktadır. Azalma eğilimine karşılık gelen by-pass oranı optimum by-pass oranıdır. Sistemin en verimli çalışma noktası SMER değerinin maksimumuna ulaştığı optimum noktadır. Şekil 8’de hava miktarlarına bağlı olarak SMER değeri 1.2 ile 1.8 kg/kWh aralığında değişmektedir. Tüm hava miktarları için ortalama %60 by-pass oranı, SMER değerinin maksimumuna ulaştığı nokta olan optimum nokta olarak alınabilir. Bu değer üzerinde havanın by-pass edilmesi üründen uzaklaştırılan nem miktarı olan SMER değerini azaltacaktır. By-pass oranı seçilen sistemin karakteristik özelliklerine bağlı olarak değişebilmektedir. Şekil 9’da ortalama by-pass oranının %70 civarlarında olduğu görülmektedir. Yine sistemde dolaşan hava debisi için ürün debisinin (m_p) optimum by-pass miktarına kadar arttığı, daha sonra azalmaya başladığı görülmektedir. Yani optimum noktada ürün debisi de verilen hava debisi için maksimum değere ulaşmaktadır. Şekil 10’da ürün debisinin 15 ile 19 kg/h arasında değiştiği ve %60 by-pass oranı civarına kadar arttığı sonra azaldığı görülmektedir. Yapılan çalışmada seçilen en küçük hava debi miktarı olan 0.4 kg/s değerinde belirli oranda sapma görülmüştür.

Sistemde dolaşan hava debi miktarları arttırıldığında, Şekil 12’de ısı pompası ITK değeri 2.8’den 4.5 değerine artmakta yine Şekil 14’de SMER değeri 0.6 kg/s değerine karşılık gelen 1.8 kg/kWh değerine kadar artmakta daha sonra azalmaktadır. Bunun nedeni, sistemde dolaşan hava miktarı arttıkça fanın çektiği enerji miktarının da artmasıdır. SMER değerinin tanımına dayanarak ($SMER = m_{yoğ} / (W_{komp} + W_{fan})$), yüksek hava miktarlarında fanın çektiği enerji miktarının artmasıyla paydadaki değer artmakta ve buna bağlı olarak SMER değeri azalmaktadır. Eğer fan gücü hesaba katılmaz ise 1.2 kg/kWh değerinden 1.8 kg/kWh değerine kadar doğrusal bir şekilde artmaktadır.

Sistemde dolaşan 0.644 kg/s hava debi ve % 61 by-pass değerleri alınarak, kompresör hızının sistem parametreleri üzerine etkileri incelendiğinde ise şu sonuçları görmekteyiz; Kompresör hızları 1000 dev/dak –1500 dev/dak’arası arttırıldığında ITK değeri 4.2’den 2.5 değerine kadar, SMER değeri ise, 2 kg/kWh değerinden 1.2 kg/kWh değerine kadar azalırken, ürün debi değeri (m_p) 12 kg/h değerinden 25 kg/h değerine kadar artmaktadır.

Kurutma odasından çevreye olan ısı kayıpları ve hava kaçakları, çevre havasıyla gerçekleşen hava alışverişi şeklinde ifade edilmektedir. Bu yükleri de hesaba katmak için dışarı atılan hava kadar sisteme taze hava girişi yapılmaktadır (Şekil 3). Çizelge 2’den görüldüğü gibi, dışarıya atılan ılık hava miktarı azaldığında sistemin işletme sıcaklıkları artmaktadır. Bu ise SMER değerinde ve ürün debisinde artış meydana getirmektedir. Bunun yanında yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları arasındaki sıcaklık farkı büyüdüğünden, ısı pompasının ITK değeri de azalmaktadır. Elde edilen bu sonuçlardan, sistemden olan hava kaçakları ve dolayısıyla ısı kayıpları azaltılmalıdır sonucunu çıkarabiliriz.

Çizelge 3’den de görüldüğü gibi, dış ortam sıcaklığı arttığında, kondenser sıcaklığındaki artış çok hızlı olmaktadır. Dış ortam sıcaklığının yüksek olduğu durumlarda kondenser sıcaklığındaki bu artış, soğutucu akışkanın kritik nokta sıcaklığı ile sınırlıdır. Isı pompalarında kondenser sıcaklığının soğutucu akışkanın kritik sıcaklığına yaklaşması, hem soğutucu akışkanın kimyasal yapısını bozacak hem de kompresörün zarar görmesine sebep olacaktır. Şekil 24’den görüldüğü gibi dış ortam sıcaklığı 15°C’den 30°C’e arttığında ITK değeri 4.5’den 2.5 değerine SMER değeri ise 16 kg/kWh’den 13 kg/kWh değerine azalırken, ürün debi değeri (m_p) 9 kg/h değerinden 18 kg/h değerine artmaktadır.

KAYNAKLAR

- Clements S., Jia X., Jolly P. (1990): “Experimental Verification of A heat Pump Assisted Continuous Dryer Simulation Model”, Int. J. Of Energy Research, Vol. 17, 19-28.
- Coşkun S. (2000): “Isı Pompası Yardımıyla Sürekli Kurutma Sisteminin Simulasyonu”, Doktora Tezi.
- Coşkun S., Pulat E., Yamankaradeniz R. (2000): “Çapraz Akımlı Sürekli Kurutucunun Matematik Modelinin İncelenmesi”, 6. Ulusal Soğutma ve İklimlendirme Tek. Kong., Adana.
- Keey R.B. (1978): “Introduction to Industrial Drying Operations”, Pergamon press.
- Yılmaz T., Ünal Ş. (1994): “Soğutucu Akışkanların Termodinamik Özellikleri için Genel Eşitlikler”, 2. Soğ. Ve İkl. Kongresi, Ç.Ü. Mak. Müh. Bölümü.
- Güneş M. (1998): “Su ve Havanın Bazı Termofiziksel Özellikleri için Korelasyonlar”, Temodinamik, Sayı 3, Sayfa 63-64.